Technical Note

Public Works Canada | Travaux publics Canada

Solar Programs Office (613) 998-9817

No. 3: June, 1982
AMENDED: July, 1982

Calculation of a Flow Rate and Fluid Property Correction Factor for Collector Performance Curves

1. SYNOPSIS

Technical Note #2 provided graphs to give correction factors which allow adjustment of performance curves according to varying flow rates and heat transfer fluids. However, correction factors were not provided for all collectors; also, some collectors have been retested and therefore have new performance curves. For each of these cases, a unique correction factor must be calculated to suit the test conditions. The following method will enable calculation of the correction factor "F_a" for most conventional flat plate collectors. The method does not apply to thermal diode or evacuated tube collectors.

2. METHOD

2.1 Information required

Preliminary Information required to perform the following calculations.

W - centre to centre spacing of flow channels, m

L - length of flow channels, m

D - internal diameter or hydraulic diameter of flow channels, m

G - mass flow rate per unit of collector area (gross) during the standard performance test, kg/(s.m^2)

. . ./2

C_p - specific heat of the collector fluid during the standard performance test, (w.s)/(kg.°C)

F_r - as determined from the standard performance test

F_rU_L - as determined from the standard performance test

Pr - Prandtl number of the collector fluid during the standard performance test.

2.2 Determine flow regime

Determine the flow regime in which the collector was operating during the standard performance test.

- calculate the Reynold's Number, (Re):

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu}$$

V = average fluid velocity, m/s

D = internal diameter or hydraulic diameter of the flow channel, m

ρ = fluid density, kg/m^3

μ = viscosity, kg/(m.sec)

- if the Reynolds number is less than or equal to 2100 the flow is the laminar region. The flow is considered to be turbulent for Reynolds numbers greater than 2100 (see 2.2c). The transitional range between laminar and turbulent flow is assumed to be turbulent.

- if Reynolds number indicates the flow is laminar we must then determine whether the flow is developing or fully developed. If we assume we have developing laminar flow we can then establish the validity of this assumption.

. . ./3

2.3 Determine heat transfer coefficient

(i) developing laminar flow

- calculate the heat transfer coefficient

$$h_{c_{dl}} = 1.86\left\{\frac{k}{D}\right\}\left\{\frac{Re\ Pr\ D}{L}\right\}^{0.33}\left\{\frac{\mu_b}{\mu_w}\right\}^{0.14}$$

k = thermal conductivity, W/(m.K)
μ_b = viscosity of the fluid at the bulk temperature halfway between inlet and outlet
μ_w = viscosity of the fluid at the wall temperature

Note: $\left\{\frac{\mu_b}{\mu_w}\right\}^{0.14}$ can be assumed to be

1.01 for water
1.02 for glycol (50/50)

- calculate the Nusselt number, (Nu), for developing laminar flow

$$N_{u_{dl}} = \frac{h_{c_{dl}}\ D}{k}$$

- compare the calculated Nusselt number with the value of Nusselt number for fully developed laminar flow from Table 1.

. . ./4

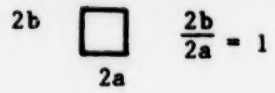
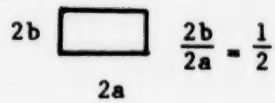
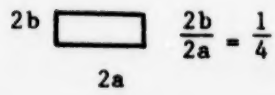
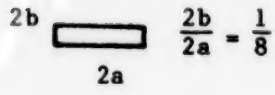
Geometry (L/D > 100)	Nu
	3.608
	4.123
	5.331
	6.490
	4.364

Table 1 - Nusselt numbers for fully developed laminar flow and various flow channel configurations

- if the Nusselt number is <u>greater</u> than the value of the Nusselt number for fully developed laminar flow from Table 1, then our assumption of <u>developing laminar flow</u> is true. (proceed to 2.4)

- if the calculated Nusselt number is <u>less</u> than or equal to the value in Table 1 than we can assume we have <u>fully developed laminar flow</u>.

- the Nusselt number and the heat transfer coefficient will always be greater in the developing region since the boundary layer is not fully established.

. . ./5

(ii) fully developed laminar flow

- if the flow is determined to be in the fully developed range then the heat transfer coefficient can be calculated using the Nusselt number from Table 1.

$$h_{c_{fd}} = \frac{N_{u_{fd}}\, k}{D}$$

(proceed to 2.4)

(iii) turbulent flow

- if the Reynolds number is greater than 2100, then

$$h_{c_t} = \frac{k}{D} \{ 0.023\ Re^{0.8}\ Pr^{0.33} \}$$

(proceed to 2.4)

2.4 Calculate $F'U_L$

$$F'U_L = G\ Cp\ \ell n \left\{ \frac{1}{1 - \left\{ \frac{F_r U_L}{G\ Cp} \right\}} \right\}$$

2.5 Determine fin efficiency (β)

$$\beta = \left\{ \frac{1}{F'U_L\ W} \right\} - \left\{ \frac{1}{\pi\ D\ h_c} \right\}$$

Knowing β, the fin efficiency, we can now determine the general form of $F'U_L$ as a function of heat transfer coefficient for any collector flow rate.

$$F'U_L = \frac{1}{W \left\{ \beta + \frac{1}{\pi\ D\ h_c} \right\}}$$

. . ./6

2.6 Determine the correction factor F_a

$$F_a = \frac{G\ C_p\ \{\ 1 - \exp\ (-F'U_L/G\ C_p)\}}{F_r\ U_L}$$

- For each new value of flow or change in fluid property a new value of F_a can be derived.

- It is possible for the flow to be in a different regime under the new conditions, therefore special care must be taken to ensure the appropriate relation of h_c is used.

- For each new flow start at step 2 and proceed to calculate F_a.

3. APPLICATION OF F_a

F_a can be applied to performance curves for collectors given in Solar Product Data Sheets for varying conditions as described in Technical Note # 2.

. . ./7

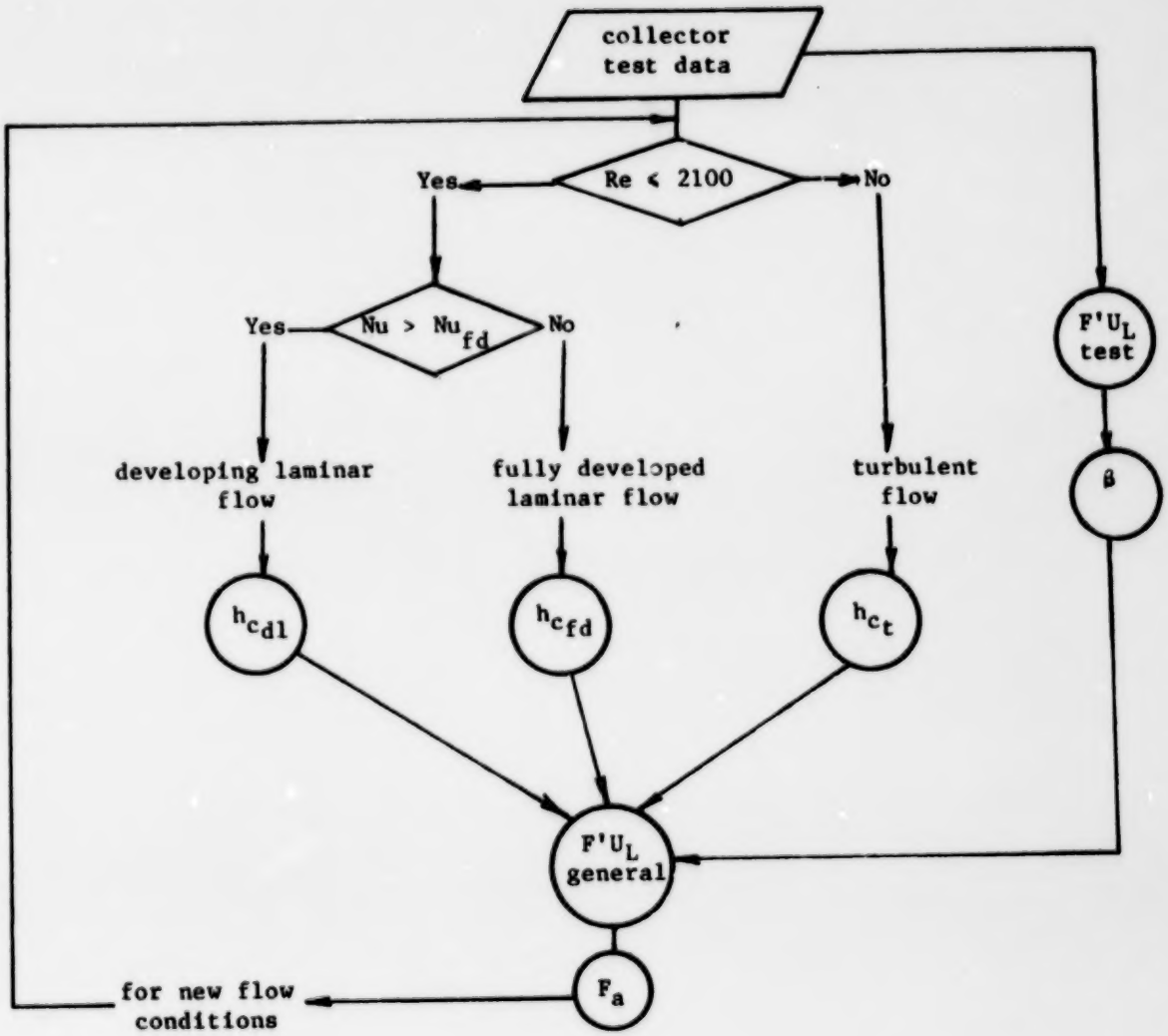


Fig. 1: Calculation method for determination of flow rate and fluid property correction factor.

Guide technique

Travaux publics Canada | Public Works Canada

Bureau des programmes solaires (613) 998-9817

N° 3: Juin 1982
Version revisée: Juillet 1982

Calcul d'un facteur de correction des courbes de performance d'un capteur en fonction des variations du débit et des caractéristiques du fluide caloporteur

1. SOMMAIRE

Le Guide technique n° 2 contenait des graphiques permettant de déterminer un facteur de correction pour ajuster les courbes de performance en fonction du débit et du type de fluide caloporteur. Cependant, on n'y donnait pas les facteurs de correction pour tous les types de capteur; de plus, certains capteurs ont été soumis à de nouveaux essais et présentent donc de nouvelles courbes de performance. Dans chacun de ces cas, il faut calculer le facteur de correction unique approprié aux conditions d'essai. La méthode qui suit permet de calculer le facteur de correction "F_a" pour la plupart des capteurs plans ordinaires. Elle ne s'applique pas au capteur à diode photothermique ni au capteur à tubes sous vide.

2. MÉTHODE

2.1 Données requises

Données préliminaires requises pour effectuer les calculs qui suivent.

W - distance entre les centres des tubes, m

L - longueur des tubes, m

D - diamètre interne ou diamètre hydraulique des tubes, m

G - débit massique du fluide par unité de surface (totale) du capteur, lors de l'essai de fonctionnement normalisé, kg/(s.m^2)

C_p - chaleur spécifique du fluide lors de l'essai de fonctionnement normalisé, (w.s)/(kg.°C)

F_r - tel que déterminé lors de l'essai de fonctionnement normalisé

$F_r U_L$ - tel que déterminé lors de l'essai de fonctionnement normalisé

Pr - nombre de Prandtl du fluide lors de l'essai de fonctionnement normalisé.

2.2 Détermination du régime d'écoulement

Déterminer le régime d'écoulement dans le capteur au moment de l'essai de fonctionnement normalisé.

. Calculer le nombre de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu}$$

V = vitesse moyenne du fluide, m/s
D = diamètre interne ou diamètre hydraulique du tube, m
ρ = masse volumique du fluide, kg/m^3
μ = viscosité, kg/(m.s)

. Lorsque le nombre de Reynolds est inférieur ou égal à 2100, l'écoulement est de type laminaire. Lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à 2100 (voir 2.2c), on considère que l'écoulement est de type turbulent. On considère que l'écoulement est turbulent dans la plage qui sépare l'écoulement laminaire de de l'écoulement turbulent.

. Lorsque le nombre de Reynolds nous indique que l'écoulement est laminaire, nous devons déterminer si le régime d'écoulement est transitoire ou permanent. Si nous supposons que le régime d'écoulement laminaire est transitoire, nous pouvons vérifier notre hypothèse.

. . ./3

2.3 Détermination du coefficient d'échange thermique

(i) Écoulement laminaire transitoire

. Calculer le coefficient d'échange thermique

$$h_{c_{dl}} = 1.86 \left\{\frac{k}{D}\right\}\left\{\frac{Re\ Pr\ D}{L}\right\}^{0.33} \left\{\frac{\mu b}{\mu w}\right\}^{0.14}$$

k = conductivité thermique, W/(m.K)
μb = viscosité du fluide à la température dans le milieu à mi-chemin entre l'entrée et la sortie
μw = viscosité du fluide à la température de la paroi

Note: On peut considérer que $\left(\frac{\mu b}{\mu_w}\right)^{0,14}$

1.01 pour l'eau
1.02 pour le glycol (50/50)

. Calculer le nombre de Nusselt (Nu) pour un écoulement laminaire transitoire

$$N_{u_{dl}} = \frac{h_{c_{dl}} L}{k}$$

. Comparer le nombre de Nusselt calculé avec le nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire permanent donné dans le Tableau i.

. . ./4

Géométrie (L/D > 100)	Nu
2b / 2a — $\frac{2b}{2a} = 1$	3.608
2b / 2a — $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{2}$	4.123
2b / 2a — $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{4}$	5.331
2b / 2a — $\frac{2b}{2a} = \frac{1}{8}$	6.490
○	4.364

Tableau 1 - Nombres de Nusselt pour un écoulement laminaire permanent et différentes configurations des tubes

- Lorsque le nombre de Nusselt est plus grand que le nombre de Nusselt pour un écoulement laminaire permanent donné dans le Tableau 1, notre hypothèse d'écoulement laminaire transitoire est confirmée.
  (Passer à 2.4)

- Lorsque le nombre de Nusselt calculé est inférieur ou égal à la valeur du Tableau 1, nous pouvons considérer qu'il y a écoulement laminaire permanent.

- Le nombre de Nusselt et le coefficient d'échange thermique sont toujours plus élevés en régime transitoire étant donné que la couche limite n'est pas totalement stabilisée.

. . ./5

(ii) Écoulement laminaire permanent

- Lorsqu'on a déterminé que l'écoulement est en régime permanent, on peut calculer le coefficient d'échange thermique à l'aide du nombre Nusselt pris dans le Tableau 1.

$$h_{c_{fd}} = \frac{N_{u_{fd}}\, k}{D}$$

(passer à 2.4)

(iii) Écoulement turbulent

- Lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à 2100,

$$h_{c_t} = \frac{k}{D}\left\{ 0.023\ Re^{\,0.8}\ Pr^{\,0.33}\right\}$$

(passer à 2.4)

2.4 Calcul de $F'U_L$

$$F'U_L = G\ Cp\ \ell n\ \left\{\frac{1}{1-\left\{\frac{F_r U_L}{G\ Cp}\right\}}\right\}$$

2.5 Détermination de l'efficacité de l'ailette du tube

$$\beta = \left\{\frac{1}{F'U_L\ W}\right\} - \left\{\frac{1}{\pi\ D\ h_c}\right\}$$

Connaissant β, l'efficacité de l'ailette du tube, nous pouvons déterminer la forme générale de $F'U_L$ en fonction du coefficient d'échange thermique.

$$F'U_L = \frac{1}{W\left\{\beta + \frac{1}{\pi\ D\ h_c}\right\}}$$

. . ./6

2.6 Détermination du facteur de correction F_a

$$F_a = \frac{G\ C_p\ \{ 1 - \exp\ (-F'U_L/G\ C_p)\}}{F_r\ U_L}$$

- Pour chaque nouvelle valeur du débit ou toute variation des caractéristiques du fluide, on peut calculer une nouvelle valeur de F_a.

- Il est possible que le régime d'écoulement change avec les conditions; il faut donc s'assurer d'utiliser la bonne équation pour h_c.

- Pour chaque nouveau régime d'écoulement, débuter à l'étape 2 et calculer F_a.

3. APPLICATION DE F_a

On peut appliquer le facteur F_a aux courbes de performance des capteurs données dans les fiches techniques de produits solaires pour tenir compte des variations de conditions, comme on l'a décrit dans le Guide technique N° 2.

. . ./7

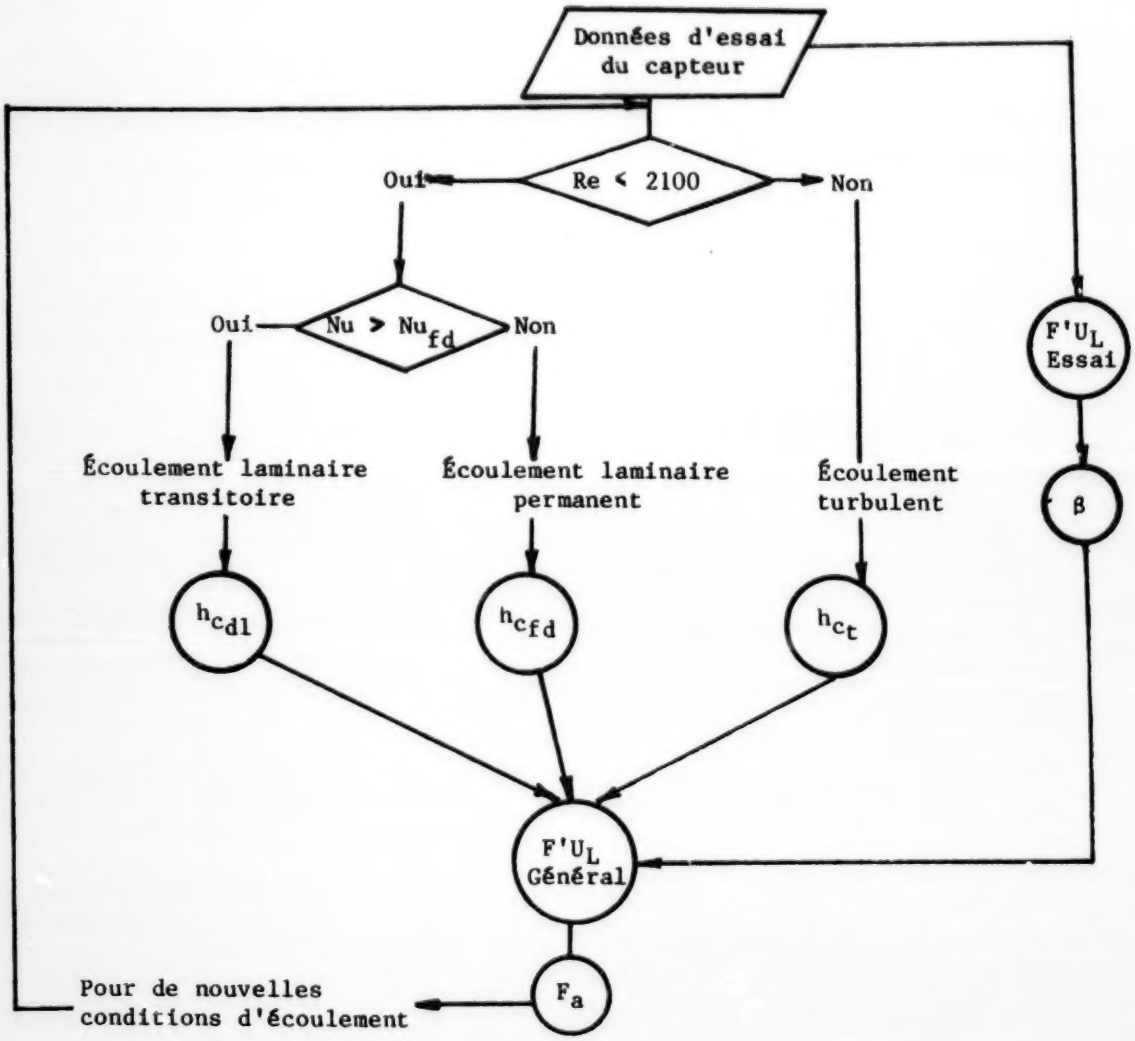


Fig. 1: Méthode de calcul du facteur de correction pour les variations du débit et des caractéristiques du fluide.